

УДК 621.83.062

В.Б. САМОРОДОВ, Г.Г. ГРИНЕНКО**ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ НА БАЗІ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА З ДВОПОТОКОВОЮ ГІДРООБ'ЄМНО-МЕХАНІЧНОЮ ТРАНСМІСІЄЮ**

Представлені результати реалізації математичної моделі машинно-тракторного агрегату (МТА) з безступінчастою двопотоковою гідрооб'ємно-механічною трансмісією (ГОМТ), що ґрунтується на трансмісійному матричному аналізі при визначенні параметрів ГОМТ-1С розробки НТУ «ХПІ» і АО «ХТЗ» та основних техніко-економічних показників (ТЕП) роботи трактора ХТЗ-242К на оранці. Проаналізовано взаємозв'язок режимів роботи трактора, крюкового навантаження, дійсної швидкості руху, буксування трактора з основними ТЕП - продуктивністю, ефективним коефіцієнтом корисної дії (ККД) і погектарною витратою палива.

Ключові слова: трактор, безступінчаста трансмісія, ітераційний процес, збіжність, параметри, крюкове навантаження, буксування, продуктивність, витрата палива, ККД.

В.Б. САМОРОДОВ, Г.Г. ГРИНЕНКО**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА НА БАЗЕ КОЛЁСНОГО ТРАКТОРА С ДВУХПОТОЧНОЙ ГИДРООБЪЁМНО-МЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ**

Представлены результаты реализации математической модели машинно-тракторного агрегата с бесступенчатой двухпоточной гидрообъемно-механической трансмиссией, основанной на трансмиссионном матричном анализе при определении параметров ГОМТ-1С разработки НТУ «ХПИ» и АО «ХТЗ», а также технико-экономических показателей (ТЕП) работы трактора ХТЗ-242К на пахоте.

Проанализирована взаимосвязь режимов работы трактора, крюковой нагрузки, действительной скорости движения, буксования трактора с основными ТЕП - производительностью, эффективным коэффициентом полезного действия и погектарным расходом топлива.

Ключевые слова: трактор, бесступенчатая трансмиссия, итерационный процесс, сходимости, параметры, крюковая нагрузка, буксование, производительность, расход топлива, коэффициент полезного действия.

V.B. SAMORODOV, H.H. HRINENKO**DETERMINATION OF THE MAIN TECHNICAL AND ECONOMIC INDICATORS OF A MACHINE-TRACTOR UNIT ON THE BASIS OF A WHEEL TRACTOR WITH A DOUBLE-FLOW HYDRAULIC-MECHANICAL TRANSMISSION**

The results of the implementation of the mathematical model of a machine-tractor unit with a continuously variable double-flow hydraulic-mechanical transmission based on the analysis of the transfer matrix in definition the GOMT-1C parameters developed by NTU "KhPI" and the of "KhTZ" OJSC and technical and economic indicators of the KhTZ-242K tractor on plowing are presented.

The interrelation between the operating modes of the tractor, the load on the hook, the actual speed of movement, the slippage of the tractor and productivity, coefficient of efficiency, fuel consumption per hectare are analyzed.

Keywords: tractor, continuously variable transmission, iteration process, parameter convergence, parameters, load on the hook, wheel slippage, performance, fuel consumption, coefficient of efficiency.

Введення. Сучасна світова тенденція впровадження безступінчастих ГОМТ спрямована на підвищення продуктивності роботи МТА, на зменшення питомих витрат і поліпшення умов праці оператора МТА. Актуальне значення має напрямок удосконалення розрахунково-теоретичної методики визначення і прогнозування ТЕП тракторів з безступінчастими ГОМТ. А саме – першої в Україні і на пострадянському просторі безступінчастої тракторної ГОМТ-1С розробки НТУ «ХПІ» і ПАТ «ХТЗ» [2-4,13].

В основі трансмісійної матричної математичної моделі [9,11,13], що встановлює взаємно однозначні відповідності між робочими параметрами, втратами і ККД гідрооб'ємної передачі (ГОП) під час її роботи у складі двопотокових ГОМТ, лежать суттєво нелінійні за рахунок втрат рівняння. Повні трансмісійні матричні системи вирішуються методом послідовних наближень з уточненням на кожному кроці робочих параметрів ГОП (перепаду тиску робочої рідини, обертів валів гідронасоса і гідромотора, об'ємних і гідромеханічних втрат у гідромашинах, ККД ГОП і ККД ГОМТ у цілому) [12,13].

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Основними досягненнями в області моделювання робочих процесів у безступінчастих ГОМТ за останні 15-20 років є роботи [1-13]. Вони присвячені розробці фундаментальних основ аналізу, синтезу і проектування гідрооб'ємно-механічних трансмісій, аналізу результатів моделювання роботи тракторів, оснащених такими трансмісіями. У роботах [2-4,11] представлені чи використовуються трансмісійні матричні моделі, що дозволяють встановити взаємозв'язок крюкового навантаження з втратами в гідрооб'ємно-механічній трансмісії і визначити основні робочі параметри ГОМТ. Однак в цих роботах відсутні результати моделювання ТЕП реальних МТА оснащених ГОМТ. У роботах [3-8] розглянуті математичні моделі основних ТЕП щодо роботи МТА на базі колісного трактора в агрегаті з плугом. В роботі [10] на основі запропонованого авторами просторово-топологічного підходу побудована модель ТЕП для колісних тракторів зі ступеневими механічними трансмісіями, яка може бути використана і для тракторів з безступінчастими ГОМТ.

Мета і постановка задачі. 1. Імплементація трансмісійного матричного аналізу в математичну модель взаємозв'язків режимів роботи трактора з ГОМТ з крюковим навантаженням, дійсною швидкістю руху МТА, втратами в ГОМТ, буксуванням трактора і основними ТЕП – продуктивністю, ефективним крюковим ККД, погектарною витратою палива. 2. Обґрунтування вибору параметрів МТА, з метою отримання найбільш високих ТЕП на основі результатів, отриманих при вирішенні вказаної математичної моделі.

Математична модель і алгоритм вирішення задачі. Потужносний і тяговий баланс колісного трактора описується відомими співвідношеннями [4-8]:

$$N_d(B, e) \cdot \eta_{TP}(B, e) \cdot (1 - \delta(B, e)) = [G \cdot f + P_{KP}(B, e)] \cdot V_o(B, e), \quad (1)$$

$$P_{KP}(B, e) = f_{пл} \cdot G_{пл} + B \cdot h \cdot K \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon_0 \cdot V_o^2(B, e)}{K} \right), \quad (2)$$

$$\delta(B, e) = \frac{-1}{\lambda} \cdot \ln \left(\frac{\alpha - \frac{P_{KP}(B, e)}{m \cdot g}}{\beta} \right). \quad (3)$$

У співвідношеннях (1) - (3):

$N_d(B, e)$ – експлуатаційна потужність двигуна;

$\eta_{TP}(B, e)$ – ККД трансмісії;

$\delta(B, e)$ – коефіцієнт буксування коліс;

B – ширина захвату плугу;

e – відносний параметр регулювання ГОП;

h – глибина оранки;

k, ε_0 – коефіцієнти, що характеризують опір пласта і властивості ґрунту, форму робочої поверхні корпусу плугу;

G – вага трактора;

f – коефіцієнт опору коченню;

$f_{пл}, G_{пл}$ – коефіцієнт опору і вага плугу відповідно;

$V_o(B, e)$ – дійсна швидкість руху МТА;

$P_{KP}(B, e)$ – сумарне крюкове навантаження;

m – маса трактора;

α, β, λ – емпіричні коефіцієнти для визначення буксування.

Трансмісія ГОМТ-1С є типовим прикладом безступінчастої ГОМТ з диференціалом на виході, що має шість швидкісних безступінчастих діапазонів з променевою РХ (чотири діапазони переднього руху і два заднього). Трансмісія ГОМТ-1С забезпечує безступінчасте регулювання швидкості руху трактора на всіх діапазонах; покращення рівня безпеки за рахунок підвищення ефективності гальмування та зниження напруженості праці водія; підвищення продуктивності та покращує паливну економічність за рахунок роботи двигуна внутрішнього згоряння в оптимальному для нього режимі. Структурна схема трансмісії ГОМТ-1С наведена на рис. 1.

Система рівнянь, що поєднує кінематичні параметри трансмісії наприклад для другого діапазону у випадку оранки має вигляд:

$$\begin{cases} i_B \cdot \omega_v - \omega_x = 0; \\ i_G \cdot \omega_x - \omega_R = 0; \\ i_H \cdot \omega_R - \omega_H = 0; \\ i_J \cdot \omega_H - \omega_J = 0; \\ i_D \cdot \omega_o - \omega_n = 0; \\ -q e \cdot \omega_n + q \omega_m = -\Delta Q; \\ i_E \cdot \omega_m - \omega_c = 0; \\ \omega_o - k \cdot \omega_c + (k-1) \cdot \omega_v = 0; \end{cases} \quad (4)$$

де ω_i – кутова швидкість ланки, де індекс «i» належить відповідним ланкам трансмісії;

i_j – передавальні відношення редукторів, де індекс «j» належить відповідним редукторам трансмісії;

q – максимальна продуктивність гідромашин;

e – відносний параметр регулювання;

k – внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду (рис. 1).

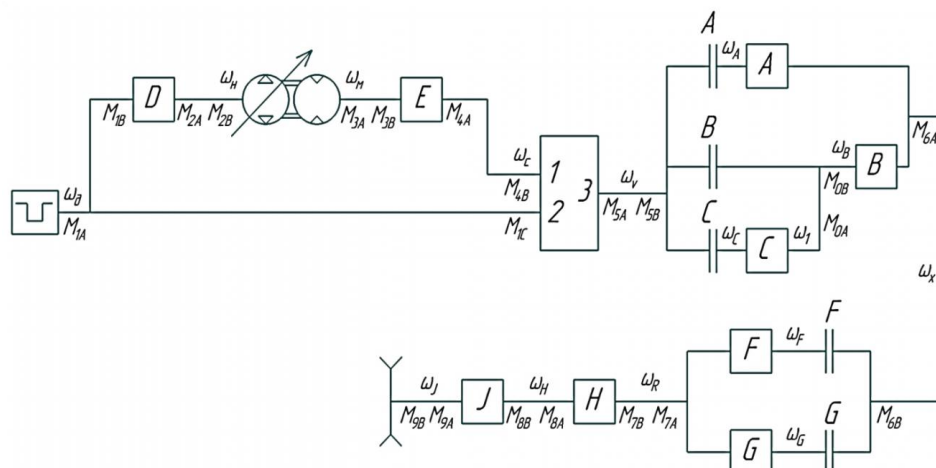


Рис. 1. – Структурна схема трансмісії ГОМТ-1С

Силкові параметри трансмісії для другого діапазону описуються рівняннями:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{1B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{1B}\omega_0)} + i_D \cdot M_{2A} = 0; \\ -M_{2B} - e q \Delta p + \Delta M_1 = 0; \\ M_{3A} - q \Delta p + \Delta M_2 = 0; \\ M_{3B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{3B}\omega_0)} + i_E \cdot M_{4A} = 0; \\ M_{4B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{4B}\omega_0)} \cdot (1-k) + M_{5A} = 0; \\ M_{1C} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{1C}\omega_0)} \cdot (1-\frac{1}{k}) + M_{5A} = 0; \\ M_{5B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{5B}\omega_0)} + i_B \cdot M_{6A} = 0; \\ M_{6B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{6B}\omega_0)} + i_F \cdot M_{7A} = 0; \\ M_{7B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{7B}\omega_0)} + i_H \cdot M_{8A} = 0; \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} M_{8B} \cdot \eta^{\text{sign}(M_{8B}\omega_0)} + i_J \cdot M_{9A} = 0; \\ M_{1A} + M_{1B} + M_{1C} = 0; \\ M_{2A} + M_{2B} = 0; \\ M_{3A} + M_{3B} = 0; \\ M_{4A} + M_{4B} = 0; \\ M_{5A} + M_{5B} = 0; \\ M_{6A} + M_{6B} = 0; \\ M_{7A} + M_{7B} = 0; \\ M_{8A} + M_{8B} = 0; \\ M_{9A} + M_{9B} = 0, \end{array} \right. \quad (5)$$

де Δp – перепад робочого тиску в ГОП;

$M_{l,t}$ – моменти на вході і виході елементів трансмісії (зміст індексів « l » та « t » відображено на рис. 1);

η – ККД редуктора;

$\Delta M_1, \Delta M_2$ – момент втрат на валах гідромашин,

sign – показники степені, що визначають напрямки потоків потужності.

За наведеними рівняннями (4–5) складено кінематичну (6) і силкову (7) матричні системи для другого діапазону.

:

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ e & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & i_E & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & k-1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & i_B & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & i_F & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_H & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i_J & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \omega_n \\ \omega_m \\ \omega_c \\ \omega_v \\ \omega_x \\ \omega_R \\ \omega_H \\ \omega_J \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\omega_0 \cdot iD \\ b1 \\ 0 \\ \omega_0 \cdot k \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (6)$$

$$\begin{pmatrix} 0 & a1 & 0 & -iD & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -q \cdot e & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & q0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a2 & -iE & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a4 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a5 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a6 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a7 & -iB & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a8 & -iF & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a9 & -iH & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a10 & -iJ \\ 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} M_{1A} \\ M_{1B} \\ M_{1C} \\ M_{2A} \\ M_{2B} \\ M_{3A} \\ \Delta p \\ M_{3B} \\ M_{4A} \\ M_{4B} \\ M_{5A} \\ M_{5B} \\ M_{6A} \\ M_{6B} \\ M_{7A} \\ M_{7B} \\ M_{8A} \\ M_{8B} \\ M_{9A} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ b2 \\ b3 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -M_x \end{pmatrix} \quad (7)$$

де ω_0 – оберти двигуна;

i_j – передавальне відношення постійного, чи обраного редуктора;

e – відносний параметр регулювання;

M_x – момент навантаження;

$a1...a10$ – ККД редуктора з урахуванням знаку;

$b1...b3$ – вирази, що описують об'ємні втрати, і входять в математичні моделі ККД гідромашин за Горецьким К.І [11].

Головною відмінною рисою ГОМТ від механічної трансмісії в потужносному балансі швидкості руху трактора і сумарної дотичної сили тяги, що розвивається колесами. Ці важливі значення були визначені шляхом вирішення пов'язаних між собою в математичній моделі ГОМТ кінематичних і силових матриць. Також були визначені робочі швидкості трактора в залежності від відносного параметра регулювання гідрооб'ємної передачі, навантажувальної потужності двигуна, перепад тиску робочої рідини між магістралями високого і низького тиску в ГОП, ККД окремих гідроагрегатів, потужності, що проходять через них, і інші технічні параметри.

У зв'язку з тим, що параметри трансмісії, які входять у формули для визначення витрат залежать від самих цих витрат і пов'язані з ними суттєво нелінійними залежностями, отримати дійсні силові та кінематичні параметри ГОП, об'ємні та гідромеханічні втрати і ККД ГОП (і самої трансмісії у цілому) одразу неможливо. Виникає необхідність вирішувати систему методом послідовних наближень і конструювати при цьому спеціальний авторський рекурентний алгоритм [11-13].

Доведення теоретичної збіжності робочих параметрів ГОП була представлена в роботі [12] в ході побудови універсальних характеристик ГОП, а в праці [13] вже науково доведено абсолютну збіжність рекурентних процедур при визначенні робочих параметрів гідрооб'ємних передач при їх роботі у складі двопотокових ГОМТ з урахуванням об'ємних і гідромеханічних втрат у гідромашинах. Авторами праці [13] збіжність параметрів трансмісії було проілюстровано на прикладі розрахунково-теоретичного аналізу першої вітчизняної тракторної двопотокової трансмісії ГОМТ-1С для тракторів АО «ХТЗ» ХТЗ-21021 і ХТЗ-242К, що дає можливість на науковій основі обґрунтовувати конструктивні параметри ГОМТ-1С, робочі режими трактора, визначити і прогнозувати основні ТЕП.

Із праць [11-13] стає очевидно, що з ростом числа ітерацій j шуканий параметр (наприклад, перепад тиску Δp) єдиним чином збігається до шуканого. Ітераційний процес вважається завершеним при виконанні умови $|\Delta p^j - \Delta p^{(j-1)}| < \varepsilon_\omega$, де ε_ω – точність по перепаду тиску. Моделюванням встановлено, що на класі задач аналізу і синтезу безступінчастих двопотокових ГОМТ достатня для практики точність при визначенні робочих параметрів ГОП, кінематичних, силових і енергетичних характеристик ГОМТ у цілому досягається на 3-4 ітераційних шагах і забезпечує мінімум витрат часу на ЕОМ [13].

Спираючись на результати моделювання, наведені в роботі [13], було складено математичну модель для визначення основних техніко-економічних показників трактора з ГОМТ, яка базується на принципі послідовних наближень. Данна модель працює наступним чином: на першій ітерації, в якості

трактора є змінний ККД трансмісії, що залежить від режиму її роботи. Наприклад, від теоретичної навантаження, що діє на трансмісію трактора, для всіх e приймається $P_{KP} = const$ таким, щоб виходячи з формули (3) забезпечити буксування δ рівним 15%. Це дозволяє значно зменшити похибку при визначенні параметрів трансмісії при наступних ітераціях і зменшити саму їх кількість, за умови що параметри трансмісії визначаються із умови обмеження буксування до 15%, згідно агротехнічних норм впливу на ґрунт. На другій, і кожній наступній ітерації для приймається фіксована ширина плугу $B = const$, навантаження P_{KP} матиме вигляд:

$$P_{KP}(B, e) = f_{пл} \cdot G_{пл} + m \cdot g \cdot f_{TP} + B \cdot h \cdot K \cdot \left(1 + \frac{\varepsilon_0 \cdot V_o^2(e)}{K} \right), \quad (8)$$

Як бачимо, для кожної наступної ітерації починаючи з другої, навантаження матиме змінний характер, і залежатиме від обраної ширини плугу $B = const$ і квадрату дійсної швидкості МТА $V_o^2(e)$. Однак і сама дійсна швидкість, отримана в попередній ітерації, в свою чергу опосередковано залежить від P_{KP} , адже від навантаження на трансмісію залежать об'ємні втрати в ГОП, змінюється передавальне число трансмісії.

Основні техніко-економічні показники МТА визначаються наступним чином:

- продуктивність МТА, га/год:

$$S(e) = 0.36 \cdot B \cdot V_o(e), \quad (9)$$

- погектарна витрата палива, кг/га:

$$W(e) = \frac{Q_d \cdot M_d \cdot \omega_o}{S(e) \cdot 1000}, \quad (10)$$

де Q_d – питома витрата палива.

- Крюкова потужність, кВт:

$$N_{KP}(e) = \frac{P_{KP} \cdot V_o}{1000}, \quad (11)$$

- Крюковий ККД:

$$\eta_{KP}(e) = \frac{N_{KP} \cdot 1000}{M_d \cdot \omega_o}, \quad (12)$$

- Ефективний ККД:

$$\eta_{EF}(e) = \frac{K \cdot B \cdot h \cdot V_o}{M_d \cdot \omega_o}, \quad (13)$$

Техніко-економічні показники МТА і параметри трансмісії в цілому при обраному $B = const$ і ітераційним методом. При цьому кількість ітерацій визначається із умови, що усі параметри стануть незмінними з точки зору заданої точності, тобто як і у випадку вирішення повної нелінійної трансмісійної матричної системи з урахуванням втрат матиме місце абсолютна збіжність ітераційного процесу.

Аналіз результатів реалізації математичної моделі. Вихідні дані обрані для трактора з шарнірно-зчленованою рамою експлуатаційною масою 9 тон, з двигуном номінальною потужністю $N_d = 176.5$ кВт (240 к.с.) і обертами колінчастого валу $\omega_d = 220$ рад/с, статичний радіус шин $r = 0.803$ м. Для моделювання

змінному $P_{KP}(B, V_d)$ обчислюються

процесу оранки прийняті маса плугу $m_{пл} = 1500$ кг, глибина оранки $h = 0,3$ м. Значення коефіцієнтів у формулах (2, 3, 8, 13): $K = 50$ кН/м²; $f_{пл} = 0,5$; $\varepsilon_0 = 1500$; $f_{TP} = 0.05$.

При обробці результатів, користуємось обмеженнями щодо буксування коліс $\delta = 15\%$ і завантаженням двигуна по крутному моменту, воно не повинно перевищувати значення у 668.2 Н·м, відповідного номінальному режиму роботи двигуна.

При моделюванні були прийняті ширини плугів від 1.75 до 2 м, з кроком у 5 см. Результати моделювання представлені в таблиці 1 і на рисунку 2.

Таблиця 1 – Результати моделювання ТЕП МТА за умови обмеження буксування і максимального завантаження двигуна в залежності від ширини плугу:

B , м	e	V_d , км/год	M_d , Н·м	δ , %	S , га/год	W , кг/га	N_{KP} , кВт	η_{KP}	η_{EF}	η_{TP}
1.75	0.68	8.02	669.1	14.1	1.634	19.82	102.99	0.7	0.463	0.814
1.8	0.65	7.8	666.7	14.5	1.641	19.66	102.21	0.697	0.466	0.815
1.85	0.63	7.62	669	14.9	1.656	19.56	102.06	0.694	0.469	0.815
1.9	0.51	7.03	618.5	0.15	1.572	19.05	94.61	0.695	0.481	0.818
1.95	0.37	6.37	558.6	0.15	1.46	18.51	85.74	0.698	0.495	0.821
2	0.21	5.6	490.3	0.15	1.319	17.99	75.47	0.7	0.51	0.823

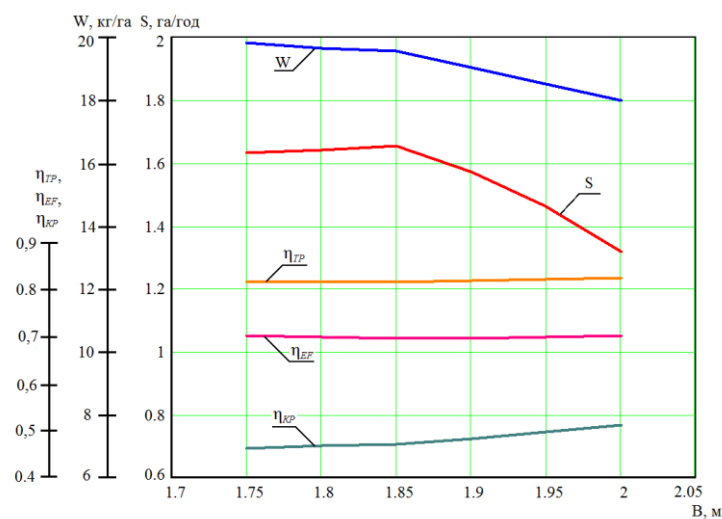


Рис. 2. Результати моделювання ТЕП МТА за умови обмеження буксування і максимального завантаження двигуна в залежності від ширини плугу

Як видно таблиці 1, максимум продуктивності відповідає ширині плугу 1,85 м при дійсній швидкості трактора 7,62 км/год, і становить 1,656 га/год. При цьому, буксування становить 14,9%, двигун розвиває момент 669 Нм при параметрі регулювання $e = 0.63$. При параметрах $B = 1,75 \dots 1,85$ м буксування наближається до свого гранично дозволеного значення при максимальному завантаженні двигуна. Спостерігається незначне зростання продуктивності. При роботі з більшим плугом, ми маємо обмежувати буксування, недовантажуючи двигун, при цьому

суттєво зменшується продуктивність, однак знижується і погектарна витрата палива.

Слід відзначити, що за умови обмеження буксування коліс $\delta = 15\%$, коефіцієнт використання зчіпної ваги φ , який цілковито залежить від крюкового навантаження що розвиває трактор, становитиме 0.417, а при обмеженні моментом двигуна в номінальному режимі, знаходитиметься в діапазоні від 0.4 до 0.415.

Висновки. В представленій роботі визначені основні ТЕП МТА з ГОМТ-1С на прикладі оранки.

Вони базуються на основі результатів, отриманих при реалізації трансмісійного матричного аналізу і математичної моделі взаємозв'язків режимів роботи трактора з ГОМТ-1С, кривокового навантаження, дійсної швидкості руху МТА, буксування коліс трактора і основними ТЕП – продуктивністю, ефективним кривоковим ККД, погектарною витрати палива.

Список літератури

1. Самородов В.Б. Перспективні гідрооб'ємно-механічні трансмісії для колісних тракторів сільськогосподарського призначення / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко // *Автомобильный транспорт*. – № 32. – С.12 – 17.
2. Samorodov V. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors / V. Samorodov, E. Pelipenko // *International Collection of scientific proceedings*. – Warszawa: Consilium Sp. z o.o. – 2016. – Vol. 6 (13). – P. 49 – 57.
3. Самородов В.Б., Калинин С.В., Забелышинский З.Э., Шуба С.А., Деркач О.И. Бесступенчатая гидрообъемно-механическая трансмиссия для тракторов мощностью 220-240 л.с. // *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. – 2013. – №1. С. 17-21.
4. Samorodov V. B. The optimization algorithm in determining the relationship between technical and economic indices of machine-tractor unit with hydrovolumetric-mechanical transmission / V. B. Samorodov, M. B. Burlyga // *European Cooperation*. – Warszawa: Consilium LLC. – 2016. – Vol. 3 (10). – P. 94–107.
5. Самородов В.Б., Бурлыга М.Б. / Моделирование взаимосвязей кривоковой нагрузки с потерями в гидрообъемно-механической трансмиссии и буксованием колесного трактора. *Автомобильный транспорт*. Сб. науч. тр., – Харьков: ХНАДУ. – 2005. – Вып. 16. – С.166-170.
6. Самородов В.Б. Оптимизационный алгоритм по определению основных технико-экономических показателей трактора с гидрообъемно-механической трансмиссией // *Збірник наукових праць Національної гірничої академії*. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2005. – №21. – С. 169-174.
7. Годлевский М.Д., Самородов В.Б. Развитие методики по определению основных технико-экономических показателей колесного трактора с бесступенчатой трансмиссией // *Східно-європейський журнал передових технологій*. – Харків. – 2006. – №6. – С. 27-30.
8. Коваль А.А., Самородов В.Б. Влияние составляющих кривоковой нагрузки на основные технико-экономические показатели колесного трактора на пахоте // *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. – 2007. – №3. – С. 15-17.
9. Самородов В.Б., Рогов А.В., Науменко А.В., Постный В.А. и др. Комплексный подход к автоматизированному анализу, синтезу и проектированию гидрообъемно-механических трансмиссий // *Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение»*. – 2002. – №10. – Т.1. – С. 3-16.
10. Самородов В.Б., Ребров А.Ю. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА // *Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск «Автомобиле- и тракторостроение»*. – 2008. – № 58. С. 11-20.
11. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Е. Е. Александров, А.Т. Лебедев, В. Б. Самородов, – Харьков: ХГАДТУ, 2001. – 642 с.
12. Самородов В. Б. Методика построения универсальных характеристик гидрообъемных передач, работающих в прямом и в обратном потоках мощности в составе гидрообъемно-механических трансмиссий / В. Б. Самородов, А. В. Рогов, М. Б. Бурлыга, В. В. Самородов // *Механіка та машинобудування*: [науково-технічний журнал НТУ «ХПБ»]. – 2003. – Вип. 1. – Т. 1. – С. 294–301.
13. В.Б. Самородов, В.В. Єпіфанов, Г.Г. Гриненко. Обґрунтування збіжності рекурентних процедур при визначенні параметрів гідрооб'ємних передач при роботі у складі гідрооб'ємно-механічних трансмісій.

References (transliterated)

1. Samorodov V.B. (2013) Perspektivni hidroobiemno-mekhanichni transmisii dlia kolisnykh traktoriv silskohospodarskoho pryznachennia / V.B. Samorodov, A.I. Bondarenko // *Avtomobyl'nyi transport*. – № 32. – S.12 – 17.
2. Samorodov V. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors / V. Samorodov, E. Pelipenko // *International Collection of scientific proceedings*. – Warszawa: Consilium Sp. z o.o. – 2016. – Vol. 6 (13). – P. 49 – 57.
3. Samorodov V.B., Kalinin S.V., Zabelyshinskiy Z.E., Shuba S.A., Derkach O.I. Besstupenchataya gidroobiemno-mekhanicheskaya transmissiya dlya traktorov moshchnostyu 220-240 l.s. // *Traktory i selskokhozyaystvennye mashiny*. – 2013. – №1. S. 17-21.
4. Samorodov V. B. The optimization algorithm in determining the relationship between technical and economic indices of machine-tractor unit with hydrovolumetric-mechanical transmission / V. B. Samorodov, M. B. Burlyga // *European Cooperation*. – Warszawa: Consilium LLC. – 2016. – Vol. 3 (10). – P. 94–107.
5. Samorodov V.B., Burlyga M.B. / Modelirovaniye vzaimosvyazey kryukovoy nagruzki s poteryami v gidroobiemno-mekhanicheskoy transmissii i buksovaniem kolesnogo traktora. *Avtomobyl'nyi transport*. Sb. nauch. tr., – Kharkov: KhNADU. – 2005. – Vyp. 16. – S.166-170.
6. Samorodov V.B. Optimizatsionnyy algoritm po opredeleniyu osnovnykh tekhniko-ekonomicheskikh pokazateley traktora s gidroobiemno-mekhanicheskoy transmissiyey // *Zbirnyk naukovykh prats Natsionalnoi hirnychoi akademii*. – Dnipropetrovsk: NHU. – 2005. – №21. – S. 169-174.
7. Godlevskiy M.D., Samorodov V.B. Razvitie metodiki po opredeleniyu osnovnykh tekhniko-ekonomicheskikh pokazateley kolesnogo traktora s besstupenchatoy transmissiyey // *Skhidno-eyropeyskiy zhurnalпередових технологій*. – Харків. – 2006. – №6. – С. 27-30.
8. Koval A.A., Samorodov V.B. Vliyanie sostavlyayushchikh kryukovoy nagruzki na osnovnye tekhniko-ekonomicheskije pokazately kolesnogo traktora na pakhotе // *Traktory i selskokhozyaystvennye mashiny*. – 2007. – №3. – S. 15-17.
9. Samorodov V.B., Rogov A.V., Naumenko A.V., Postnyy V.A. i dr. Kompleksnyy podkhod k avtomatizirovannomu analizu, sintezu i proektirovaniyu gidroobiemno-mekhanicheskikh transmissiy // *Vestnik NTU «KhPI». Tematicheskyy vypusk «Avtomobile- i traktorostroenie»*. – 2002. – №10. – Т.1. – С. 3-16.
10. Samorodov V.B., Rebrov A.Yu. Razvitie klassicheskikh metodov tyagovogo rascheta traktora s uchetoм osnovnykh tekhniko-ekonomicheskikh pokazateley MTA // *Vestnik NTU «KhPI». Tematicheskyy vypusk «Avtomobile- i traktorostroenie»*. – 2008. – № 58. S. 11-20.
11. *Dinamika transportno-tyagovykh kolesnykh i gusenichnykh mashin* / Ye. Ye. Aleksandrov, A.T. Lebedev, V. B. Samorodov, – Kharkov: KhGADTU, 2001. – 642 s.
12. Samorodov V. B. Metodika postroyeniya universalnykh kharakteristik gidroobiemnykh peredach, rabotayushchikh v pryamom i v obratnom potokakh moshchnosti v sostave gidroobiemno-mekhanicheskikh transmissiy / V. B. Samorodov, A. V. Rogov, M. B. Burlyga, V. V. Samorodov // *Mekhanika ta mashynobuduvannia*: [naukovo-tekhnichniy zhurnal NTU «KhPI»]. – 2003. – Vyp. 1. – Т. 1. – С. 294–301.
13. V.B. Samorodov, V.V. Yepifanov, N.H. Hrynenko. Obgruntuvannya zbizhnosti rekurentnykh protsedur pry vyznachenni parametriv hidroobiemnykh peredach pry roboti u skladi hidroobiemno-mekhanichnykh transmissii.

Надійшла (received) 11.01.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Самородов Вадим Борисович (Самородов Вадим Борисович, Samorodov Vadym Borysovych) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедрою автомобіле- та тракторобудування; м.Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/orcid/0000-0002-2965-5460>; e-mail: samorodovvadimat@gmail.com.

Гриненко Геннадій Геннадійович (Гриненко Геннадій Геннадійович, Hrynenko Hennadii Hennadiyovych) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри автомобіле- та тракторобудування; м.Харків, Україна; e-mail: genagrinenko@ukr.net.